

BEST AVAILABLE COPY**PATENT ABSTRACTS OF JAPAN**

(11)Publication number : 03-115792

(43)Date of publication of application : 16.05.1991

(51)Int.Cl.

F04C 25/02
F04C 18/344

(21)Application number : 02-179403

(71)Applicant : BARMAG AG

(22)Date of filing : 06.07.1990

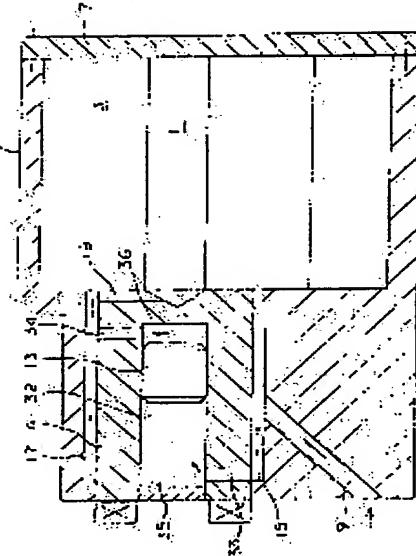
(72)Inventor : BRANDSTETTER MANFRED
HERTELL SIEGFRIED
MAHNKE BERND
LANGE ROBERT

(30)Priority

Priority number : 89 3922367 Priority date : 07.07.1989 Priority country : DE
89 3933047 04.10.1989 DE**(54) DISTRIBUTING DEVICE****(57)Abstract:**

PURPOSE: To prevent oil from being fed during a rest by alternately communicating a distributing cylinder at one end with a supply passage, and at the other end with a discharge passage, and then, at one end with the discharge passage and at the other end with the supply passage.

CONSTITUTION: During rotation of the shaft of a rotor, the inside of a chamber in a pump, that is, the inside of a holes in the rotor falls in a vacuum condition. Accordingly, a differential pressure of at least 1 bar is effected between an axial slot and an axial groove. Accordingly, a distributing cylinder 32 is alternately subjected to the action of the differential pressure in different directions through branch passages 33, 34. Thus, in the case as shown, the valve element 13 is pressed toward the passage 34 so that the passage 34 is blocked. Accordingly, a buffer/damping chamber 36 is simultaneously closed. Further, when the shaft is rotated by an angle of 180 deg., higher pressure is loaded through the passage 34, and accordingly, the valve element 13 is moved in the other direction so as to block the passage 33.

**LEGAL STATUS**

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

⑪ 公開特許公報 (A)

平3-115792

⑤Int.Cl.⁵F 04 C 25/02
18/344

識別記号

351 U

府内整理番号

G 7532-3H
6826-3H

⑪公開 平成3年(1991)5月16日

審査請求 未請求 請求項の数 18 (全16頁)

④発明の名称 配量装置

②特 願 平2-179403

②出 願 平2(1990)7月6日

優先権主張

③1989年7月7日④西ドイツ(DE)⑤P3922367.1

⑥発明者 マンフレート・ブラン

ドイツ連邦共和国デュッセルドルフ13・ルードルフ・ブラン

ト・シュテッター

イト・シャイト・シュトラーゼ 1

⑥発明者 ジークフリート・ヘル

ドイツ連邦共和国ラーデフォルムヴァルト・アム・カツテンブツシュ 22 アー

テル

ドイツ連邦共和国ヴエルメルスキルヒエン・アウフ・デ

⑥発明者 ベルント・マーンケ

ン・ヴィーゼン 7

バルマーク・アクチエンゲゼルシャフト

ドイツ連邦共和国レムシサイト・レンネツブ・レヴエルクゼル・ストラーゼ 65

⑦代理人 弁理士 矢野 敏雄

外2名

最終頁に続く

明細書

1 発明の名称

配量装置

をピストン形式に液密に案内されることを特徴とする請求項1記載の配量装置。

2 特許請求の範囲

1. 流体流を配量する配量装置であって、この流体流が、圧力差の作用により供給通路(9)から回転軸(4)の通路を経て流出通路(19)へ案内されて、軸通路が供給通路(9)を軸の回転位置に依存して間欠的に排出通路と接続するようになされる形式のものにおいて、配量シリンダ(32)が備えられており、この配量シリンダ(32)内を弁体(13)が自由に可動に案内され、かつ配量シリンダ(32)が、軸(4)の通路を介して交互に、その一端を供給通路(9)に、他端を排出通路(19)に連通させ、次いで、前記一端を排出通路(19)に、他端を供給通路(9)に連通させることを特徴とする、流体流を配量する配量装置。

2. 弁体(13)が、配量シリンダ(32)内

3. 弁体(13)が、配量シリンダ(32)内を浮動体形式で案内され、弁体(13)の周面と配量シリンダ(32)との間に絞り間隙が存在することを特徴とする請求項1記載の配量装置。

4. 弁体が、その終位置では配量体の接続通路の間に絞り遮断部を開設することを特徴とする請求項3記載の配量装置。

5. 弁体(13)が円筒形に構成され、かつその終位置では接続部(33, 34)を遮蔽することを特徴とする請求項1から4までのいずれか1項記載の配量装置。

6. 弁体(13)が円筒形に構成され、かつ2つのストップ(31.1, 31.2)の間を自由に可動であることを特徴とする請求項1から4までのいずれか1項記載の配量装置。

7. 接続部(33, 34)が、配量シリンダのそれぞれの端部から間隔をおいて形成され、

配量シリンダの端部が弁体(13)用の被圧バッファ及びダンピング室(35, 36)を形成していることを特徴とする請求項5記載の配量装置。

8. 配量シリンダの2つの接続部(33, 34)の間に、互いに間隔をおいて、弁座(25.1, 25.2)が配置されており、弁体(13)が、これらの弁座の間を自由に可動であり、これらの弁座と、逆止弁の形式に従って液密に協働することを特徴とする請求項1から3までのいずれか1項記載に配量装置。

9. 弁体(13)が円錐形に構成されていることを特徴とする請求項8記載の配量装置。

10. 弁体(13)の端面が弁座(25.1, 25.2)の、相応の端面と協働するために、弁体(13)が円筒形に構成されており、かつまた、弁体(13)が、弁座に向いた端側にダンピングピン(29.1, 29.2)を有しており、これらのダンピングピンが、所望の通過横断面を得るために弁座の通過孔に適

とを特徴とする請求項1から12までのいずれか1項記載の配量装置。

14. 配量シリンダ(32)が軸(4)内に配置されていることを特徴とする請求項1から10までのいずれか1項記載の配量装置。

15. 配量シリンダ(32)が軸平行に軸(4)内に配置されていることを特徴とする請求項14記載の配量装置。

16. 配量シリンダ(32)が半径方向に軸(4)内に位置していることを特徴とする請求項14記載の配量装置。

17. 配量装置が真空ポンプの駆動軸に配属されており、潤滑オイル流の配量に役立つことを特徴とする請求項1から15までのいずれか1項記載の配量装置。

18. 配量装置がペーンポンプの駆動軸に配属されており、潤滑オイル流の配量に役立つことを特徴とする請求項1から17までのいずれか1項記載の配量装置。

3 発明の詳細な説明

合せしめられ、しかも限定された長さを有しております、更にまた、弁体が、配量シリンダの横軸を中心としては回転不能であるように形成されていることを特徴とする請求項8記載の配量装置。

11. ピストン(13)を内部でパワー発生器に抗して動かすことができる配量シリンダ(32)が備えられており、かつまたこの配量シリンダ(32)が、パワー発生器とは反対側の配量室と、接続通路を介して接続され、更に、軸(4)の通路を介しては、交互に供給通路(9)と排出通路(19)とに接続されることを特徴とする請求項1の上位概念に記載の配量装置。

12. ピストン(13)が、配量室に向いた端側にダンピングピンを有しております、このダンピングピンが配量室が空になると接続通路内へ突入することを特徴とする請求項11記載の配量装置。

13. 配量シリンダ(32)が定置されているこ

【産業上の利用分野】

本発明は、特許請求の範囲第1項上位概念に記載の配量装置に関するものである。

【従来の技術】

この種の配量装置は、DE-P 529 524 01、US-P 4,478,562 (1170)により公知である。この公知形式の場合、配量装置は、真空ペーンポンプ用潤滑オイル流の配量に用いられる。

この公知ポンプの場合、オイル供給は、ロータ軸のオイル流を供給する圧力オイル管と通路システムとを介して行なわれ、この通路システムは、軸内に形成された半径方向通路と軸受孔内に形成された軸方向みぞとを有している。

間欠的なオイル供給の利点は、オイル供給が、低回転数域でのみ回転数に依存し、実質的には回転数に比例して増大するが、特定の回転数閾値に達すると、時間単位内に供給されるオイル量は、それ以後は増大しなくなる点にある。

したがって、間欠的な潤滑により、オイル供給

は必要な量に制限することができる。

そのさい、回転数に対する時間単位当りのオイル供給量の依存関係を示す特性曲線は、オイル供給通路とオイル排出通路との間に存在する圧力差にも依存することは言うまでもない。この圧力差は、公知形式の場合、オイル供給システム内のオイルの超過圧力とオイル排出通路の圧力とに依存している。ポンプが、公知かつ通常の形式で、空気排出通路を排出方向に遮断する逆止弁を備え、かつまた、他方では、たとえば、自動車のブレーキ・ブースタなどの負圧システムに接続されている場合には、ポンプ内及びオイル排出通路内には負圧が支配し、圧力差は、この負圧にも依存することになる。

したがって、圧力差及びオイル供給量が可変となる現象は、圧力オイル供給の場合のみでなく、オイル供給が、公知のように、オイル供給通路内へ自由オイル噴流を向けることにより行なわれる場合にも発生する。

間欠的なオイル供給は、更に、ポンプ内に負

し、内部を弁体が可動である。また、流体流の貢流方向は、整流器を介して循環的に逆転可能である。本出頭の枠内で、回転軸は整流器の機能を引受けている。

請求項1による本発明の1形式の場合、配量装置は、前記の形式の整流器と2つの逆止弁とから成り、これら逆止弁は、互いに逆の流れ方向に直列配置されている。

開方向に流体を貢流させる逆止弁の弁体が内方へ運動し、その結果、配量シリンダとして機能する弁室内にオイルが充填される。軸が更に回転して、弁装置内を別の流れ方向で流体が貢流すると、前記弁体が外方へ運動し、弁座の前にぶつかるところまで移動する。これにより、それまで弁室内へ流入していたオイルが再び押出される。同時に、弁室が、逆の側で、つまり、いまや開方向に流体が貢流する逆止弁の区域で充填される。軸が更に回動すると、この区域は空にされる。

請求項1の形式の場合、2つの逆止弁が逆の

圧が支配する結果、オイルが、停止時にも吸込まれ、ポンプが溢れる事態を防止することができない。

[発明が解決しようとする課題]

本発明の課題は、間欠的な配量システムを次のように構成することにある。すなわち、時間単位当りの流体供給量の特性曲線が、圧力差が発生しても実質的にそれに依存することがなく、かつまた、停止時には供給が行なわれ得ないようにするのである。

[課題を解決するための手段]

この課題は、本発明により請求項1又は11に記載の特徴を有する手段により解決された。

請求項1記載の解決策の場合も、配量シリンダの1つのなかを可動の単数又は複数の弁体が配量ピストンとして機能している。

本発明の装置は、全く一般的に、流体流用の配量装置として利用できる。この配量装置の主要な要素は、配量シリンダと流れ方向変成器（整流器）である。配量シリンダには流体が貢流

貢流方向で前後に配置できることが分かる。そのさい各逆止弁が別個の弁室をもつようになることができる。しかしながら、また、1つの弁室内に2つの弁体を設けて、それらの弁体の弁座を弁室の両端にそれぞれ設けるようにすることもできる。

構造形式を簡単化するには、配量シリンダとして機能する1つだけの弁室内に弁体を1つだけ収容するようにすればよい。その場合は、1つだけの弁体が、配量シリンダの半径方向全長を弁座間で利用できる。このようにすると、配量可能量が多くなり、他方、構造形式も簡単になる。しかし、ストッパーなし弁座は互いにより近くに配置することができる。

請求項2に記載の提案は、精確な配量に役立つものである。その場合、弁体は半径方向孔に対して漏れを生じることがないので、所定流れ方向で弁体の一方の側から他方の側へはオイルが連することができない。

これとは異なり、請求項3の解決策は次の利

点を有している。すなわち、弁体の動きが極めて円滑であり、弁体は、特別な製作精度を必要とすることなく装入可能であり、しかも高い配量精度が保証され、加えて、弁体周囲に形成される間隙の寸法に応じて、配量される量を制限付で増量することができる利点である。

この利点は、弁体が、浮動体の形式で配量シリンダへの絞り間隙を有するようにし、しかも、この絞り間隙の横断面を配量シリンダの横断面より著しく小さくすることにより達成される。

この形式の場合にも、請求項8に記載の提案により、精確な配量が可能である。この配量は、弁体によって、弁体の端位置でそれぞれ密閉封鎖が行なわれることで達せられる。

これに対し、請求項4に記載の特徴によれば、配量されるオイル量が増大せしめられる。なぜなら、この提案によれば弁体がその弁座に着座している場合にも、絞られたオイル量が流れ続けることが可能だからである。

真空ポンプ用のこの種の配量装置を潤滑オイル流の配量に用いるのが、特に有利である（請求項17）。この配量装置は、その場合、次の利点を有している。すなわち、真空ポンプの停止時にも真空は存在し続けるが、その結果として圧力差が生じても、停止時には潤滑オイルが吸込まれることがない利点である。このことは、真空ポンプとしてペーンポンプが用いられる場合に、特に有利に作用する。ペーン真空ポンプの場合、停止時に吸込まれた潤滑オイルは、ポンプが作動すると超過圧が生じ、ポンプが損傷するおそれがあるからである。

配量装置をこの種のポンプに適用する場合は、駆動軸を整流器として利用する。

要するに、この装置の場合、潤滑オイル流の配量が行われる。軸の各部分回転、たとえば半回転の場合、所定オイル量のみがポンプに供給される。この所定オイル量は、弁体ないし配量ピストンの半径方向移動量に依存している。したがって、弁体ないし配量ピストンは、十分な

請求項10による形式の場合には、弁体が弁座に衝突することが防止される。

請求項7の措置は、弁体が円筒形の場合に、同じく衝突を防止するものである。

請求項11の形式の場合には、配量シリンダが組めとして構成され、この組めが整流器により交互に充填され、空にされる。このようにすることによっても、精確な配量は可能である。この場合、有利には、配量シリンダが、配量室と反対側で、圧力逃がし通路を介して低圧区域と接続されているようになる。

請求項12の措置は、配量ピストンが、シリンダを空にするさい、終位置に走入する場合に、衝突を防止するための措置である。

どの形式の場合も、配量供給は、整流軸が作動する場合にのみ行なわれる。停止時には流体流は中断される。

この理由から、この配量装置は、回転システムの潤滑や流体クラッチの回転数制限駆動等に利用できる。

オイル量に必要な距離にわたって可動である必要がある。弁体に許容された距離は、配量シリンダ内へ突入したストッパにより制限されている。そのさいは、請求項8に記載の形式の、半径方向で外方のストッパが、弁体用の弁座として構成しておくか、もしくは、弁体が、請求項2に記載の形式でピストンとして配量シリンダ内を精密に案内されるようにしておく。これらの措置により、停止時のオイルの吸込みが防止される。しかし、同じような形式で、請求項11ないし12に記載の配量装置も、真空ポンプ、特にペーン真空ポンプに用いるのに適している。

本発明のどの実施例の場合も、配量シリンダは定置か、又は整流軸内に配置するかしておく。請求項1による実施例の場合には、整流軸を配置するのが有利である。請求項11による形式の場合には、配量シリンダは定置配置するのが有利である。

軸内では、配量シリンダが、半径方向又は強

平行に、有利には軸の回転軸線内に位置するようにするのが有利である。

[実施例]

次に本発明の複数の実施例を図面につき説明する：

第1図から第9図の実施例は、全体的な構造は合致している。異なる点は、以下で詳説する。

第2図に記載の特徴は第3図の実施例にも適用可能である。

円筒形のポンプ・ハウジング1内には、直徑がより小さい円筒形ロータ3が偏心的に軸受けされている。この支承には、ロータ3と同心的な軸受突出部4が役立っている。以下では、この突出部を“軸”と呼ぶ。ロータは半径方向スリットを有し、このスリット内には2つのペーン5、6が互いに上下位置にあって滑動している。この形式のペーン真空ポンプは、DE-O S 35 07 176 (Bag. 1396) に説明されている。このロータは、既述のように、片

方向連絡通路12の無い構成である。オイル供給管9が、この場合は、軸受ハウジング2内の接続通路28を介して軸方向みぞ15と連通している。

軸方向みぞ15は、軸受ハウジング2の内壁に設けられ、制限された軸方向長さを有している。第1図の形式の場合、軸方向みぞ15は、連絡通路12の法平面から、半径方向通路16の法平面内まで延びている。

第3図の実施例の場合、軸方向みぞ15は半径方向通路16の法平面内にだけ位置している。半径方向通路16は軸4を貫通している。この通路16には、制限された長さの軸方向みぞ17が接続されている。このみぞ17も、同じく軸受ハウジングの内壁内に形成されており、半径方向通路16の法平面から、環状通路18まで延びている。環状通路18は、軸受ハウジング2の内壁に、しかもロータ3との境界区域に形成されている。環状通路18の法平面内に、ロータないし軸は分岐通路19を有している

側だけが支承され、この片側がハウジングの端壁7に密接している。他方の側には、軸4が連結突起8を有している。これらの連結突起を介して軸4は、自動車のエンジンと結合した駆動軸と連結されている。軸4は、真空ポンプの軸受ハウジング2内に滑り軸受けされている。真空ポンプの軸受ハウジング2は、自動車のエンジン・ハウジング10にフランジ結合されている。ロータ3は、中心孔11を有している。中心孔11は、オイル通路システムを介してオイル供給管9と接続されている。

第1図の実施例の場合、オイル供給は次のように行なわれる。オイル供給管9を介して、自由噴流が軸4の中心孔14内へ噴射される。中心孔14は、半径方向の連絡通路12内へ開いている。この通路12は、軸4を半径方向に貫いており、軸方向みぞ15と連通し、これによりオイルが間欠的に軸方向みぞ15へ供給される。

第3図の実施例の場合には、中心孔14と半径

・分岐通路19は、環状通路18と中心孔11とを互いに連通させている。2つの弁体13.1, 13.2は、半径方向通路16内を自由に可動である。図示の実施例に用いられている球は、その直徑が、円筒形半径方向通路16の直徑よりも小さい。半径方向通路16には、両端部のところに弁座25.1, 25.2が設けられ、これらの弁座には、それぞれ中心に通過孔26.1, 26.2が形成されている。弁体13.1, 13.2は、既述のように、中心に設けられたストップ27とそれぞれの弁座25.1, 25.2との間を自由に可動である。弁座25.1, 25.2は、したがって、ストップとしても役立っている。加えて、それぞれの中心通過孔26.1, 26.2は、弁体13.1, 13.2により、第1の実施例では密閉され、第2の実施例では絞られ、更に第3の実施例では、あとで第6図と関連して述べるが、全く閉じられることがない。ストップ27は、半径方向通路16を貫くウエブの形状を有している。

第4図から第7図までには、半径方向通路16と、その内部に収容される弁体の変化形を示したものである。これらいずれの図も、通路16の法平面内で軸4を断面して示したものである。

弁体以外の点では、第4図から第7図の形式は、第1図と第3図の形式に合致している。すなわち、半径方向通路は、ハウジング内壁に形成された軸方向みぞ15と17に断続的に接続される。軸方向みぞ15は、第1図の実施例に準じて、半径方向連絡通路を介して、又は、第3図の実施例に準じて、軸受ハウジング4内に設けられた連絡通路を介して、オイル管9と連結されている。この点で、これらの実施例は第1図から第3図の形式に合致している。

第1図と第3図の実施例では、半径方向通路内に2つの逆止弁が配置され、それぞれが弁体13.1ないし13.2と弁座25.1ないし25.2とから成っている。第4図から第7図の変化形では、2つの逆止弁の弁体13は1つだ

実施例では、ダンピングピンは円錐形に構成され、しかも、最大直径が通過孔26.1ないし26.2の直径より小さい。ダンピングピン29.1ないし29.2の長さは、軸方向に制限されている。弁体の運動行程が、その長さに依存しているからである。

第5図の形式の場合、弁体13は、弁座25.1と25.2との間を可動な球として構成されている。

第6図の形式の場合は、弁座25がストッパ31.1、31.2で代用されている。ストッパ31.1、31.2は、既述の弁座25.1、25.2同様、弁体13の配量行程を制限する機能を有している。しかし、ストッパ31.1、31.2は、弁体と協働して一方向に貫流を遮断又は絞りを行なう機能は有していない。したがって、これらのストッパは、半径方向通路内に所定間隔をおいて配置されるウエブ、有孔ブレード、放射状に配置された舌状片その他のいづれかにより構成される。そのさい、前記所定

けである。したがって、中央のストッパ27は設けられていない。弁体13は双方の弁座25.1と25.2との間に位置している(第4図、第5図)。また、ストッパ31.1、31.2は自由に可動である。

第4図の実施例では、更に、本発明により、弁体の金属が弁座に衝突するのが防止されている。更に、以下の説明は、2つの弁体を有する形式にも、第4図に示した形式にも妥当する。すなわち、弁体13は円筒形に構成され、したがって、半径方向通路の横軸を中心として回転することはできない。それぞれの弁座25.1ないし25.2に向いた、弁体13の端面には、ダンピングピン29.1ないし29.2が設けられている。これらのダンピングピンのそれぞれは、弁座の通過孔26.1ないし26.2に適合している。そのようにするために、ダンピングピンは円錐形に構成され、円錐形の通過孔26.1ないし26.2の直径にはほぼ合致する直径か、いくぶん小さい直径を有している。図示の

間隔は、弁体13の可能な配量行程を決定する。弁体13は、図示の実施例では、円筒体として構成されている。しかしながら、球として構成することもできる。弁体は、ピストン状に半径方向孔内を密に案内される。しかし、周面に沿って絞り間隙を有するように構成することもできる。

ストッパ31.1、31.2への衝突を緩衝するため、弁体及び(又は)ストッパは、ばね彈性を有する物体として構成することができる。しかし、また、ストッパと弁体が、一方では液圧室を、他方ではそのなかに適合する突出部を有するようにし、これらの突出部が協働して、衝突の、液圧によるダンピングを生じさせようにすることもできる。

第7図の形式の場合、軸受ハウジングの壁部がストッパとして機能している。言うまでもなく、そのさい、オイル排出通路の区域に1つだけストッパが存在することになる。したがって、オイル排出通路は、弁体13がそのなかへ入

り込めない程度に狭くしておく。

次に作用形式について述べる：

第1図の実施例の場合、オイルは、ポンプ用駆動軸の構成要素とすることのできるオイル管9を介して中心孔14内へ自由噴射される。したがって、ここから、半径方向連絡通路12内へ入ったオイルは、大気圧下に置かれ、場合によっては遠心加速により昇圧せしめられる。オイルは、したがって、第1の軸方向みぞ15内では大気圧下にある。

ポンプは真空ポンプとして作動し、真空化された容器、たとえばブレーキ・ブースタに接続されており、かつまた、排出口20は、逆止弁として作用する排出弁22、23により大気圧から遮断されているので、ポンプ・ハウジング1の内室も真空下にある。したがって、意図的な漏れや不可避的な漏れの結果、孔11も真空化される。分岐通路19と環状通路18などを介して接続される結果、軸方向みぞ17も真空化される。したがって、軸方向のみぞ15とみぞ

に依存している。逆止弁の弁体は、したがって配量ピストンの機能を有している。

しかし、弁体は、その周囲に、半径方向孔との間に隙間を有するようにすることもできる。この隙間は、十分な流れ抵抗を生じさせて、弁体13のところで圧力差が維持できるようにする必要がある。したがって、この隙間は、半径方向通路の横断面より小さくしておく。これについては、第6図の機能説明のさいに詳説することにする。

弁体は、その場合、弁座25の間を可動な浮動体として機能している。この構成の場合、給送オイル量が弁体の移動距離と横断面とに依存するのみでなく、弁体周囲の漏れにも依存するため、配量の精度が損われはするが、それにより供給オイル量は多くなり、特性曲線に影響を与えることができる。

更に、次のようにすることが可能である。すなわち、高い配量精度を達成するために、弁体が通過孔26を完全に閉じて、弁座25に密閉

17との間には1パールの圧力差が存在する。

第3図の実施例の場合、オイルはオイル管9から、大気圧より高い圧力、たとえば6パールで分岐通路19へ供給される。この実施例の場合も孔11は真空下にある。この点にかぎり第1図の前述の説明を参照されたい。したがって、この実施例の場合も、軸方向のみぞ15と17との間には圧力差が存在する。

半径方向孔16が、図示のように軸方向のみぞ15、17と整列せしめられている場合、圧力差によりオイル流が生ぜしめられ、このオイル流が弁体13.1、13.2を図示の矢印方向30へ移動させ、この結果、弁体13.2はストッパ27に当たり、弁体13.1は弁座25.1に入り込む。この場合、弁体13はピストン形式で密に半径方向孔内に適合させておくことができるので、弁体周囲から漏れが生じることはない。この場合、送られるオイル量は、弁座25とストッパ27との間、ないしはストッパ27と弁座25との間の弁体13の移動距離

に匹敵するようにするのである。しかし、また、弁体13と弁座25との協働によりオイル流の絞りを強化するだけにすることも可能である。この場合も、半径方向孔に対し弁体も既述の絞り隙間を開設しているかぎり、絞られたオイル流が、弁体の運動により排除されるオイル量に加えて、給送される。

終りに指摘しておきたい点は、弁座25を完全に取扱い、遮断又は絞りなしに構成することもできる点である。その場合には、弁座の代りにストッパを設けておく。ストッパとしては軸受ハウジングの壁部を用いることもできる。

第4図の実施例の場合は、半径方向孔16内に可動の弁体が1つだけ備えられている。この弁体も、半径方向孔に対し周囲に隙間を有するようにすることができるので、漏れを生じさせることができるのである。軸方向みぞ15と17の間に弁体13の両側に生じる圧力差の結果、弁体13は矢印30の方向へ弁座25.2から離れ、弁座25.1へ向って移動し、弁座に押付

けられる。これにより、半径方向通路16内に、運動方向で弁体13前方に存在するオイル量が軸方向通路17内へ押出される。他方、半径方向通路16は、弁体13の後方で軸方向みぞ15からのオイルで充填される。軸が180°回転すると、半径方向通路16に対して逆の運動方向及び流れ方向30で、同じ過程が引続ぎ行なわれる。

以上、2つの実施例の場合、次のように言ふことができる。すなわち、弁体がピストン様に半径方向孔に対し液密に案内される場合には、弁体の配量行程により挿入される液体量のみが給送されるのに対し、弁体周囲に、半径方向孔に対し絞り間隙が設けられている場合には、配量行程を移動の間に、付加的なオイル量も給送されるということである。

弁体13が弁座25.1ないし25.2に近づくと、弁体の端側に形成されたダンピングピン29.1ないし29.2が弁座の通過孔内へ突入する。これらのダンピングピンが、弁座25の

による衝撃が発生することが防止される。

第5図の変化形の場合は、弁体が簡単な球として構成されている。この球は、弁座25.1・25.2と、逆止弁又はシャットル弁のように協働する。この球は、この場合も、液密に案内するか、もしくは浮動体の形式で案内するようにすることができる。後者の場合には、球13と弁座25との協働により絞り作用のみを生じるようにするのが有利である。そうすることにより、その協働のさいに、絞られたオイル流を生ぜしめることができる。

第6図の実施例の場合は、給送オイル量は、ストップ31.1と31.2との間隔に依存する。弁体13が移動すると、半径方向通路16内にあるオイル量が、矢印方向30に絞り作用なしに押出される。弁体がピストン形式で液密に案内される場合には、この形式の場合も、精確な配量が可能である。弁体13が、周囲に絞り間隙を有するようにした場合には、半径方向通路16が軸方向みぞ15、17と整列せしめら

通過孔26.1、26.2と等しい直径を有する場合には、弁座が端面と一緒に液圧バッファ室の機能を発揮する。ダンピングピンの突入時には、オイルは、もはや通過孔26.1、26.2を通って逃げることはできないからである。

ダンピングピンを円筒形に構成し、通過孔直径より小さい直径にしておく場合には、ダンピングピンの突入時に、弁座と弁体端面との間に形成される室から、通過孔内へは、絞られたオイル流のみが逃げるだけである。そのさい、絞りの度合は、通過孔内へのダンピングピンの突入するにつれて増大する。したがって、弁座と端面との間に形成される室は、液圧バッファとして機能するのみでなく、付加的に液圧ダンパとしても機能する。

既述のように、ダンピングピンを円錐形に構成しておく場合、絞り特性は、突入深さに依存して、弁体13の、弁座への接近により歓かに緩衝しながら制動作用が生じるように構成されるので、システム内には、機械的な衝撃や液圧

れでいるかぎりにおいて、付加的に、絞られたオイル量を給送できる。この実施例の場合、したがって、オイル量を制限するためには、弁体13が半径方向孔16内で生ぜしめる絞り抵抗が、この孔16の全横断面積の絞り抵抗に約合った大きさであることが重要である。そのさい、弁体が孔16内に生じさせる絞り抵抗値には、間隙の広さだけでなく、間隙の長さも算入される。

第7図に示した実施例の場合、弁体13の配量行程が、軸方向みぞ17の幅を、半径方向孔16の直径より、周方向で著しく小さくすることによって制限されている。この実施例の場合も、液圧によるダンピングが、次のようにすることにより行なわれる。すなわち、弁体の端面が、軸方向みぞ17の区域の軸受壁部と一緒にバッファ兼ダンピング室を形成するようにするのである。しかも、このバッファ兼ダンピング室の効果は、軸方向みぞ17の絞り抵抗に依存している。したがって、図示のように、軸方向

みぞ17を、半径方向通路16の法平面の後方で、絞り形式で狭くするようにすることができる。

弁体13の端面は、その場合、有利には球形又は樽形を有するようにし、しかも、直徑が、軸受壁部ないしロータの直徑とほぼ合致するようとする。

オイル供給通路の軸方向みぞ15は、半径方向通路に向いた上側に遮断部材を有しているが、これは機能上、不可欠のものではないので、図示されていない。この遮断部材により、停止時、又はオイル供給の故障時に弁体が、軸方向みぞ内に突入し、ポンプ・ロータの回転を止め、その結果、弁体が破損するのが防止される。第8図の実施例の場合、半径方向通路は、軸方向の配量シリンダ32と2つの半径方向の分岐通路33、34とに分かれている。配量シリンダは、軸4内部のロータ軸線に沿って配置されている。半径方向の分岐通路は、配量シリンダの端部から出ている。これらの分岐通路33、

は、双方の軸方向みぞ15、17が設けられている。みぞ15、17は、180°だけ、ないしは等しい角度だけ周囲上に互いにずらされて形成され、半径方向の分岐通路33、44も互いにずらされて配置されている。軸方向みぞ15は、分岐通路19を介してオイル供給管と接続されている。オイル供給管は、圧力密に分岐通路19に接続しておくことができる。しかし、オイルを自由噴流として分岐通路19の開口内へ噴射することもできる。軸方向みぞ17は、ロータの区域内まで延び、半径方向分岐通路19を介してロータ内部の孔11と連通している。みぞ15、17は、半径方向の分岐通路33、34の開口が軸4の表面上で互いに隔っているだけの間隔にわたって、延びている。この場合、正確に半径方向に整列せしめられた分岐通路33、34の開口は、互いに軸方向の間隔を有している。分岐通路33、34は半径方向から外れることができるので、開口の軸方向間隔は、より短かくするか、又は多少の差はある

34は、軸の一定の中心角だけ、有利には180°だけ互いにずらされた位置に形成されている。通路33、34の、配量シリンダ32内の開口は、それぞれシリンダ32の各端部から間隔をおいて設けられているので、端部のところには、それぞれダンピング兼バッファ室35、36が形成される。この室35、36の機能については、後述する。弁体13は、配量シリンダ32内を自由に可動に案内されており、ピストン式に液密にはめ込まれているか、もしくはその周囲に絞り間隙を有する浮動体の形式ではめ込まれている。浮動体13は、円筒形に構成され、ダンピング兼クッション室35、36内へ突入し、終位置では分岐通路33、34の開口に重なり、遮断するようにされている。したがって、弁体13は、有利にはピストン形式で液密に、ないしは僅かの遊びをもって、配量シリンダ32内にはめ込まれている。

半径方向分岐通路33、34は、軸4の周囲に開口している。軸受ハウジング2の内壁内に

同一の法平面上に位置するようになることができる。後者の場合には、軸方向みぞ15は、この法平面区域で短かくすることができるのにに対し、みぞ17は法平面から分岐通路19まで遠すことになる。

次に作用形式について述べる：

ロータの軸の回転時には、ポンプ内室の内部が、ひいてはロータ内の孔11の内部が、真空状態となる。このため、軸方向みぞ15と軸方向みぞ17との間に、少なくとも1パールの圧力差が生じる。この圧力差の結果、配量シリンダ32は、分岐通路33、34を介して交互に方向を変えて、この圧力差の作用を受ける。したがって、図示の状態の場合、弁体13は分岐通路34の方向へ押され、より低い圧力の支配する分岐通路34を遮断する。これによって、同時にバッファ兼ダンピング室36が閉じられる。弁体13のところを円錐形に構成することにより、絞り作用を増大させながら、この遮断を行なうことができる。そうすることによって

、液圧による衝突や衝撃を防止することができる。180°だけ更に軸を回転させると、配量シリンダ32は、分岐通路34を介して、より高い圧力を負荷される。弁体13は、他方の方向へ移動し、より低圧の支配する半径方向分岐通路33を遮断し、クッション兼ダンピング室35内へ突入する。

配量シリンダ32は、ポンプ・ハウジング1又は軸受ハウジング2のなかに配置することもできる。その場合には、軸4内の通路配設は、配量シリンダの両端部が交互に高いほうの圧力と低いほうの圧力により負荷されるよう、オイル流を整流できるように行なうだけでよい。そのようにしても、機能には変りはない。

第9図には、そのような形式の実施例が示してある。配量シリンダ32は、軸4に軸平行に軸受ハウジング2内に設けられている。配量シリンダ32の端部区域は、半径方向の分岐通路33、34を介して軸受孔内へ案内されている。オイル供給通路9は、分岐通路33ないし3

配量シリンダ32内では、浮動体13が端部区域の双方の弁座の間を可動である。そのさい、浮動体は、既述の実施例のさいに述べたように、ピストン形式で密に案内されるか、もしくは浮動体として自由に可動に案内されるかする。同じようにダンピング装置を設けることも可能である。

次に作用形式について述べる：

オイル供給管は、常時、オイル圧下にある。軸4の回転時には、通路37は、常時、環状みぞ15と接続される。通路38と分岐通路33は、図示のように、整列せしめられている。この図では、同じく、通路41と分岐通路34が整列せしめられている。したがって、配量シリンダ32内には、図面の左側から右側へ圧力勾配が存在する。したがって、オイル流が生じ、弁体13が、図示のように弁座に押付けられ、右側の端部が閉じられている。180°だけ回転すると、供給側では通路39と分岐通路34とが整列し、排出側では通路40と分岐通路3

4が開口している法平面から離れた位置にある軸受孔の環状みぞ15内に開口している。環状みぞ15は、半径方向通路37、38、39を介して交互に分岐通路33と34とに接続され、しかも、通路37は環状みぞ15の法平面内に、通路38は、それぞれ通路33ないし34の法平面内に位置している。ロータ3の孔11内に開口し、軸4の中心に形成されているオイル排出通路19は、半径方向通路40、41を介して配量シリンダ32の一方の端部区域と他方の端部区域とに交互に接続される。そのようにするために、半径方向通路40、41は、それぞれ、半径方向分岐通路33ないし34の法平面内に位置している。軸4内の分岐通路37から41までは、したがって、同一の軸方向平面内に位置している。しかしながら、半径方向通路40は、排出側の半径方向通路41に対し、また半径方向通路39は、供給側の半径方向通路38に対し、それぞれ周方向に180°だけずらされて位置している。

3とが整列する。これにより、図面の右側から左側への圧力勾配が生じる。このためオイル流が右側から左側へ流れ、浮動体13は左側の終位置で弁座に押付けられ、出口が閉じられる。図から分かるように、それぞれ、配量シリンダ32の分岐通路33、34と接続されていない半径方向通路38、39、40、41は、軸受ハウジング2の軸受孔により閉じられることになる。

第10図及第11図による配量装置もベース真空ポンプの構成要素である。ポンプは鉢状のポンプ・ハウジング1と軸受ハウジング2とを有している。軸受ハウジング2にはポンプ・ハウジング1がフランジ結合されている。軸受ハウジング2内には軸4が滑り軸受内に回転可能に軸受けされている。軸4には円筒形のロータ3が配置されている。軸4は駆動装置用の連結ラップ8を有している。ロータ3は、内部の孔11を有し、この孔11は軸4の区域まで伸びている。更に、ロータは、半径方向スリットを

有しております。このスリット内にはペーン5が滑動可能に支承されている。ポンプ・ケーシングの構成と、ポンプ・ハウジング内のロータの偏心支承は、双方のペーン端部が、ロータのあらゆる回転位置でポンプ・ハウジング1の内壁に液密に密接するように行なわれている。

軸受ハウジング2は、自動車のエンジン・ケーシング10の壁部に固定されている。ポンプは、ブレーキ・ブースタ用の真空を造出するためのものである。ポンプの排出通路もエンジン・ケーシング10の内部へ開口している。吸込管、つまりポンプの入口は、ブレーキ・ブースタと接続されている。

図示されていない入口と出口は、それぞれ逆止弁で閉じられる。このため、ポンプの停止後、ポンプ・ハウジングの内部には真空が存在し続ける。このことは、更に、潤滑オイルが吸込まれ得ることを意味している。いま、ポンプを、場合によってはオイルが冷えたのちに、再び作動させる場合には、オイルは、排出通路と、

面に、互いに軸方向に間隔をおいて位置している。軸4は、その外周面の軸方向平面内に軸方向みぞ15を有している。このみぞ15は、供給通路9と接続通路33の開口の軸方向間隔と等しい長さを有している。軸4は、更に、軸方向みぞ15に対し角度をずらされた位置に排出通路19を有している。この通路19は、片側が、軸の外周面に接続通路33と同じ半径方向平面内に開口し、他方の側がロータの軸方向孔11内に開口している。軸4が、複数対の軸方向みぞ15と排出通路19を有するようにすることもできる。その場合には、みぞ15と通路19がそれぞれ互いに角度をずらして位置するようになる。図示の実施例では、1対だけが180°角度をずらして配置されている。

配量ピストン13は、配量シリンダ内を自由に可動である。弁体ないし配量ピストン13は、シリンダ32を半径方向で外方へ閉じている栓42のところに、ばね43を介して支えられている。

そこに設けられた逆止弁を介して押出されねばならない。そのさい発生する圧力はペーンを破損することがある。

この理由から、ポンプには配量装置を備え、この装置により、作動時には、必要量の潤滑オイルだけ配量できるようにし、他方、停止時には、潤滑オイルが吸込まれてポンプ・ハウジング内へ連するがないようにしておくのである。潤滑オイルは、実質的に半径方向に軸受ハウジング2内に設けられている供給管9を介し、圧力下で供給される。供給管9は軸受孔の内周面に開口している。軸受ハウジング2内には、更に、配量シリンダとして役立つ孔32が形成され、この孔32は栓42で閉じられている。配量シリンダ32も、同じく実質的に半径方向に形成しておくことができる。また、その半径方向で内方の端部に接続通路33を有しており、この接続通路33も、同じく軸受ハウジング2の軸受孔の内周面に開口している。供給管9と接続通路33の開口は、軸4の同じ軸方向平

栓42と配量ピストン13との間に設けられたばね室は、エンジン室への圧力逃がし通路44を介して除圧される。

次に作用形式について述べる：

図面に見られるように、軸方向みぞ15は、供給通路9を配量シリンダ32と接続している。したがって、圧力下にある潤滑オイルは、配量シリンダ32内へ、しかも、ばね43を有するばね室とは反対側の配量室45内へ供給される。配量ピストン13は、ばね43の力に抗して半径方向で外方へ押され、配量室45が充填される。軸4が更に回転すると、供給通路9も接続通路33も軸の表面により閉じられる。更に回転すると、排出通路19は、今や接続通路33の区域に達する。

これにより、今や配量室45は圧力を解除され、ばね43は配量ピストン13を半径方向で内方へ移動させる。これによって、配量室45は、接続通路33と排出通路19を介して、ポンプ中心孔11内へオイルを排出する。更に回

転すると、再び供給通路 9 が、軸方向みぞ 15 を介して配量室 45 と接続され、配量室 45 が充填される。

第 10 A 図には、ダンピングピン 29 を有するピストン 13 が示してある。ピストン 13 が半径方向で内方へ移動して、半径方向で内方に位置する終位置にはほぼ到達すると、ダンピングピン 29 が接続通路 33 内へ突入する。これにより較りとピストン運動の緩衝が行なわれる。

4 図面の簡単な説明

第 1 図は本発明による配量装置の I 実施例の軸方向断面図、第 2 図は第 1 図の II - II 線に沿ったペーンポンプの半径方向断面図、第 3 図は別の実施例の軸方向断面図、第 4 図、第 5 図、第 6 図、第 7 図は第 1 図又は第 3 図の実施例に用いる弁体ないし配量ピストンと半径方向通路との変形を示した半径方向断面図、第 8 図は流体を配量する通路の別の形式を示した軸方向断面図、第 9 図は配量シリンドラが定置配置された更に別の実施例の軸方向断面図、第 10 図と

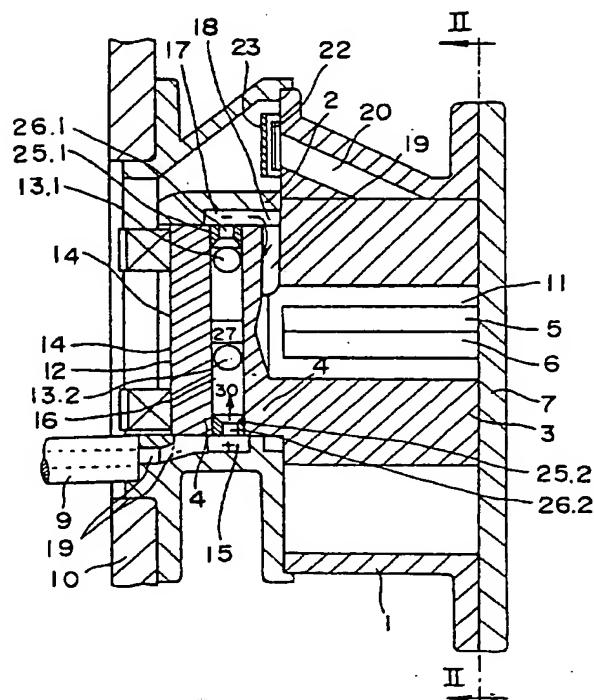
、34…半径方向分岐通路ないし接続部、35…36…バッファ兼ダンピング室、39…半径方向通路、42…栓、43…パワー発生器ないしづね、44…圧力逃がし通路、45…配量室

代理人弁理士矢野敏雄

第 11 図は配量シリンドラが蓄圧器として構成された実施例の軸方向断面図と半径方向断面図、第 10 A 図は第 10 図の実施例の配量ピストンの変形を示した軸方向部分断面図である。

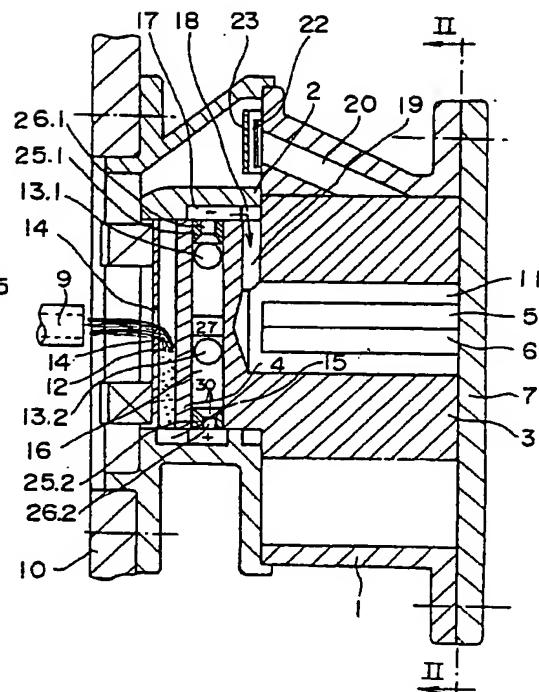
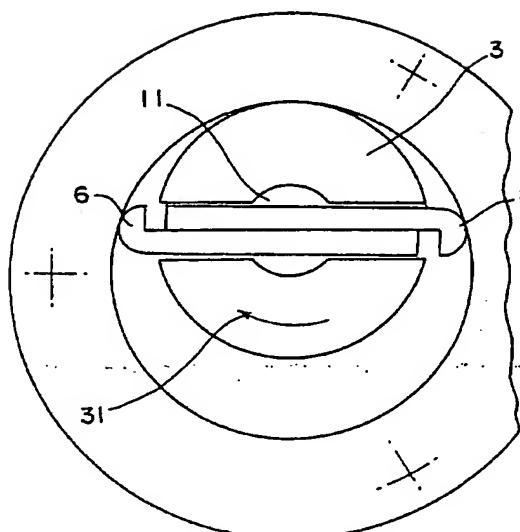
1…ポンプ・ハウジング、2…軸受ハウジング、3…ロータ、4…軸受延長部ないし軸、5…ペーン、6…ペーン、7…端壁、8…連結ラップ、9…オイル供給管ないし供給通路、10…エンジン・ケイシング、11…ロータの孔、12…連絡通路、13…弁体(13.1, 13.2)ないし配量ピストン、14…中心開口、15…軸方向みぞ、環状みぞ、16…半径方向通路、17…軸方向みぞ、18…環状みぞ、19…分岐通路、排出通路、オイル排出通路、20…出口、21…排出通路、22…排出弁、23…支え板、24…半径方向通路、25.1, 25.2…弁座、26.1, 26.2…通過孔、27…スリーブ、28…接続通路、29.1, 29.2…ダンピングピン、30…矢印、31.1, 31.2…ストッパ、32…配量シリンドラ、33

第 3 図

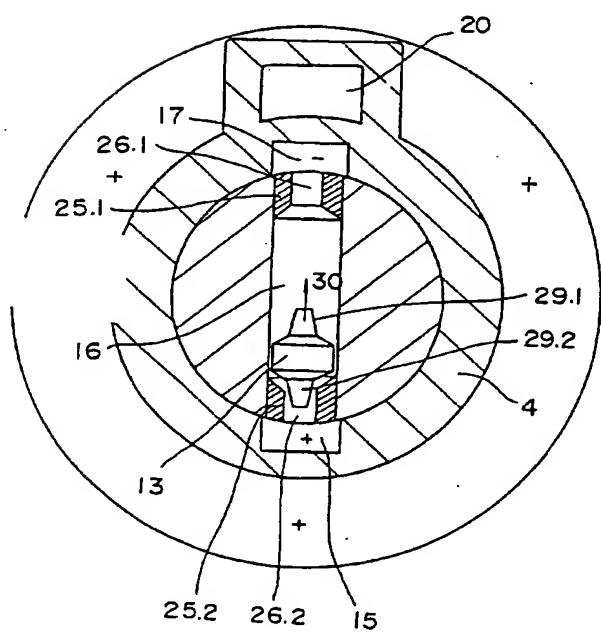


第 | 

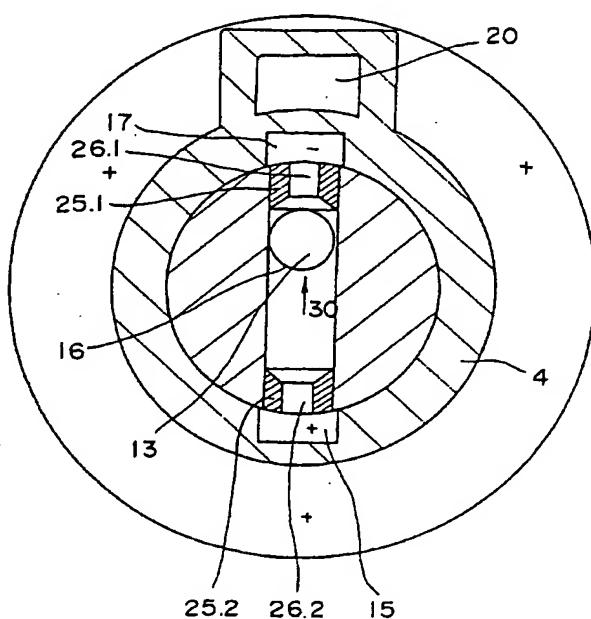
第2図



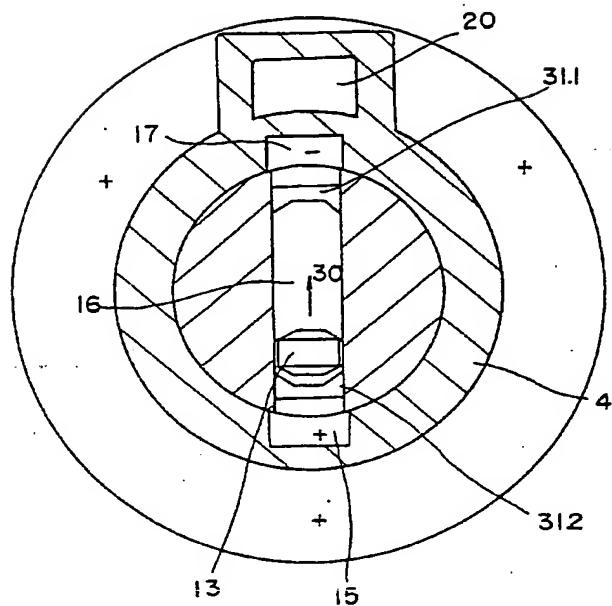
第4図



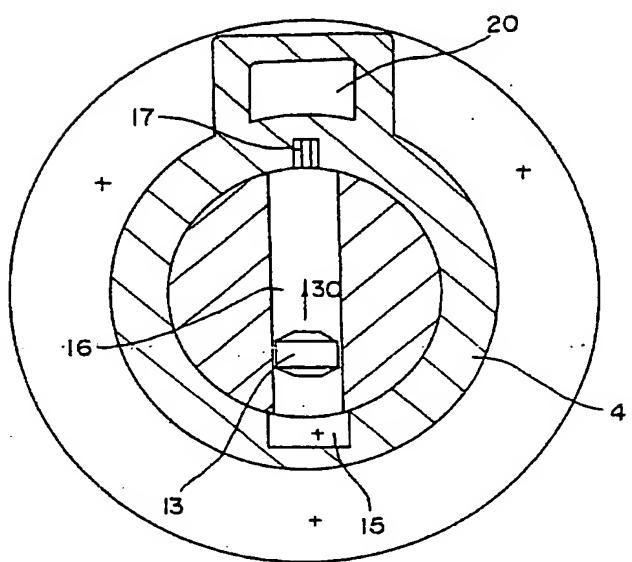
第5圖



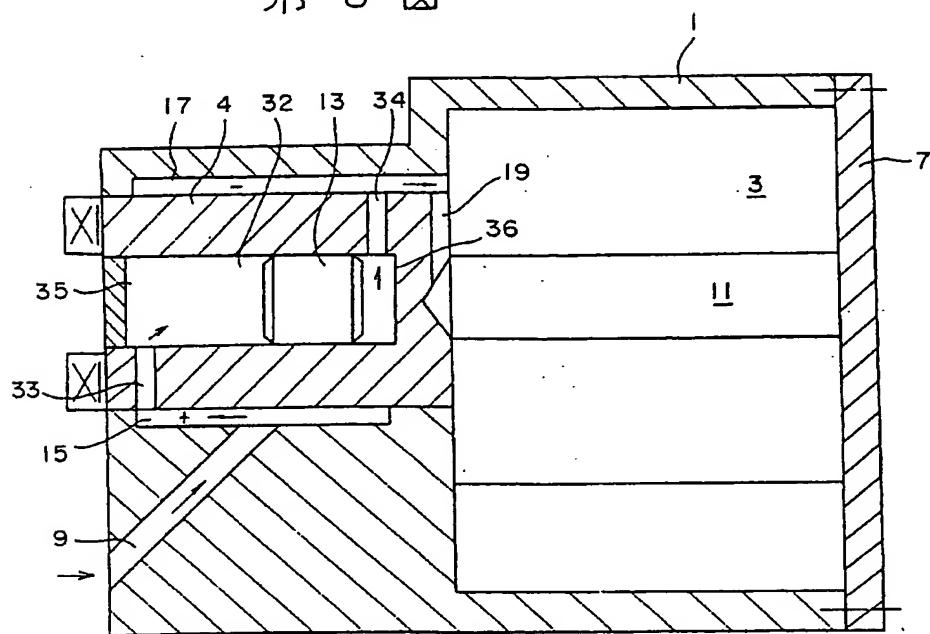
第 6 図



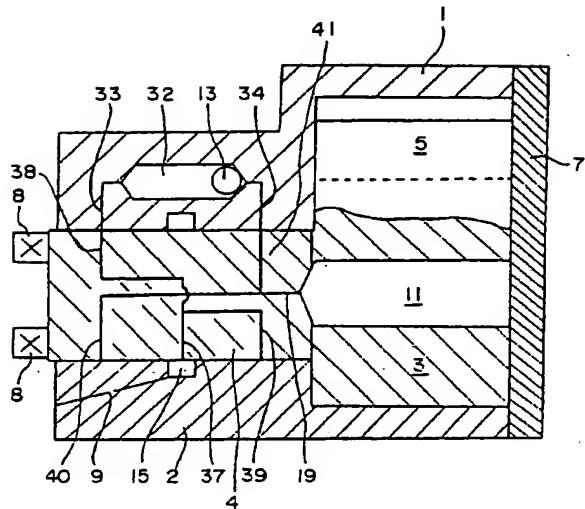
第 7 図



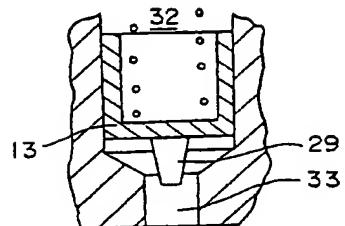
第 8 図



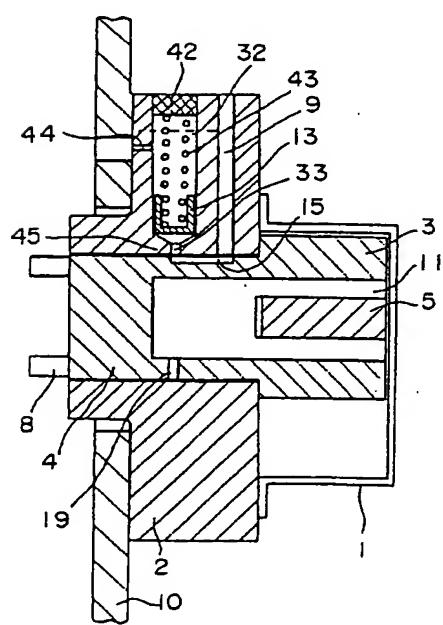
第 9 図



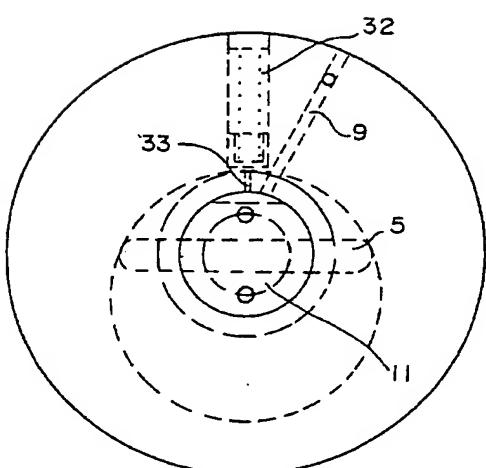
第 10A 図



第 10 図



第 11 図



第1頁の続き

優先権主張

②1989年10月4日③西ドイツ(DE)④3933047.8

⑤発明者

ローベルト・ランゲ ドイツ連邦共和国ラーデフォルムヴァルト・ディートリッヒ・ポンヘッファーシュトラーセ 104

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record.**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER: _____**

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.